

# Подшипниковые узлы

## Особенности

Подшипниковые узлы ART представляют с собой комплекты состоящие из шариковых подшипников с глубокими канавками и широкими и узкими внутренними кольцами, состоящие из вставных подшипников (SA200, SB200, UC200, UEL200, UK200, UCX00 и UC300) и различных корпусов. Подшипниковые узлы данного типа отличаются методами монтажа на вал. Их можно монтировать с помощью установочных винтов, закрепительной втулки или эксцентрикового стопорного кольца.

Как правило, подшипники ART имеют литой корпус. Корпус из прессованной нажимной стальной плиты легко устанавливается при эксплуатации, а также быстро монтируется или демонтируется.

Подшипниковые узлы подходят для рабочих условий (в частности машин, находящихся в пыльных и загрязненных условиях). Так, они широко распространены в сельскохозяйственной, строительной и передающих машинах.

Наша продукция поставляется с различными уплотнениями: уплотнениями из синтетического каучука, маслодержателями с уплотнениями из синтетического каучука, уплотнениями с тремя кромками и т.д.

При изготовлении в подшипники залито достаточное количество смазки, которая защищает их от ржавчины. При эксплуатации в нормальных условиях дополнительная смазка не требуется. При повторном смазывании подшипников, используемых в жестких условиях смазку можно добавить из ниппелей.

Наружное кольцо подшипника имеет сферическую наружную поверхность, которую можно установить на вогнутую сферическую поверхность корпуса, при этом посадку между ними можно использовать в качестве посадки с зазором или посадки с натягом в зависимости от условий. Такое сочетание обеспечивает самоустановку отдельных подшипников и корпусов и компенсирует погрешность установки или перекос вала при работе подшипника. Кроме того, оно значительно повышает срок службы подшипника.

## Смазывание

Для смазывания корпусных подшипников ART применяется коррозионностойкая смазка на основе лития CG-2, физико-химические свойства которой описаны в таблице 1. Смазка заливается при изготовлении шариковых подшипников со сферической наружной поверхностью.

**Статические коэффициенты запаса**

Таблица 1

<b>Плотность</b> л/мм	Без использования	268
	При использовании 60 раз	260
<b>Температура каплепадения</b> °C		128
<b>Примеси</b> шт./г	10–25 мкм	в пределах 1000
	25–75 мкм	в пределах 500
	свыше 75 мкм	0
<b>Кинематическая вязкость базового масла, сСт при 40°</b>		80,3

Как правило, температура эксплуатации подшипников не превышает 120 °C (температура измерения наружных колец — 100 °C). При эксплуатации подшипников при температуре ниже -30 °C необходимо учитывать снижение срока службы смазки.

Максимальная скорость вращения зависит от посадки между валом и подшипником. Повторное подсоединение в посадку между валом и подшипником. Рекомендуемая посадка между подшипником и валом в нормальных условиях — h7. Более свободная посадка рекомендована при высоких нагрузках — при ней снижается скорость вращения.



## Допуски подшипниковых узлов

**Допуски на внутренних кольцах подшипника с цилиндрическим посадочным отверстием**  
Единица: 0,001 мм

**Номинальный диаметр посадочного отверстия**

Таблица 2

**Радиальное биение**

d, см.	вкл.	диаметр посадочного отверстия dm, верхние значения отклонения	d верхние значения отклонения		ширина Bi, верхние значения отклонения	нижнее	макс.
			нижнее	отклонения			
<b>ММ</b>							
10	18	+18	0	+22	-4	0	-120 12
18	30	+21	0	+25	-4	0	-120 15
30	50	+25	0	+30	-5	0	-120 18
50	80	+30	0	+36	-6	0	-150 22
80	120	+35	0	+42	-7	0	-200 28
120	150	+40	0	+48	-8	0	-250 35

Примечание. dm — арифметическое среднее наибольшего и наименьшего диаметров, полученное измерением в двух точках.

**Допуски на внутренних кольцах подшипников с коническим отверстием**  
Единица: 0,001 мм

**Номинальный диаметр посадочного отверстия**

Таблица 3  
 $\Delta d_1 - \Delta d$

d, см.	вкл.	верхние значения отклонения	нижнее	макс.	МИН.
<b>ММ</b>					
18	30	+33	0	+21	0
30	50	+39	0	+25	0
50	80	+46	0	+30	0
80	120	+54	0	+35	0
120	150	+63	0	+40	0

См. рис. 1.

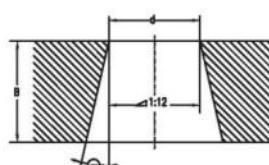
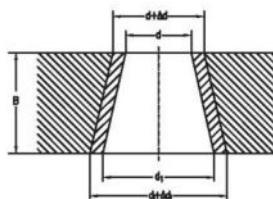


Рис. 1

Примечание. Отклонение от номинального конуса задаются предельными значениями ( $\Delta d_1 - \Delta d$ ), где  $\Delta d_1$  — фактические отклонения  $d_1$  от номинального диаметра в наибольшем конце посадочного отверстия, а  $\Delta d$  — фактическое отклонение  $d$  от номинального диаметра посадочного отверстия.

$d_1$  вычисляется по следующей формуле:  
 $d_1 = d + 0,083333 B$ , где  $B$  — ширина внутреннего кольца подшипника.

Номинальный угол конуса =  $2^\circ 23'9,4''$ .



**Допуски на наружное кольцо**  
Единица: 0,001 мм

Таблица 4

**Номинальный диаметр посадочного отверстия**

D, см.	Вкл.	верхние значения отклонения	нижнее	макс.
<b>ММ</b>				
40	50	0	-n	20
50	80	0	-13	25
80	120	0	-15	35
120	150	0	-18	40
150	160	0	-25	45

Примечание.  $D_m$  — арифметическое среднее наибольшего и наименьшего диаметров, полученное измерением в двух точках. Низкое отклонение наружного диаметра  $D_m$  не применимо на расстоянии 1/4 ширины наружного кольца со сторон.

**Допуск расстояния  $h$  между радиальной плоскостью, проходящей через центр наружного кольца, и стороной внутреннего кольца**  
Единица: 0,001 мм

Таблица 5

**Номинальный диаметр посадочного отверстия**

d, см.	вкл.	н
<b>ММ</b>		
40	50	$\pm 200$
50	80	$\pm 250$
80	120	$\pm 300$
120	160	$\pm 350$

См. рис. 2.

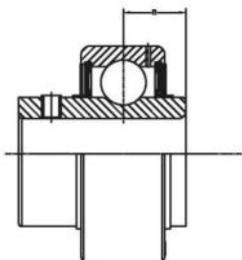


Рис. 2

**Размеры фаски**

Таблица 6

**Номинальные размеры**

r	макс.	r
<b>ММ</b>		
1	1,5	0,6
1,5	2	1
2	2,5	1,5
2,5	3	2
3	3,5	2,5
3,5	4	3
4	4,5	3,5
5	6	4

См. рис. 3.

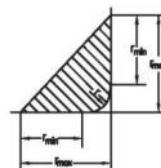


Рис. 3

**Допуски высоты центров для корпуса опорного подшипника**

См. рис. 4 и табл. 7

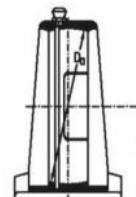


Рис. 4



**Допуски фланцевых корпусов (F, FS, FL, FT, FA, FB, FC)**

См. рисунки 5а, 5б и таблицы 8а, 8б.

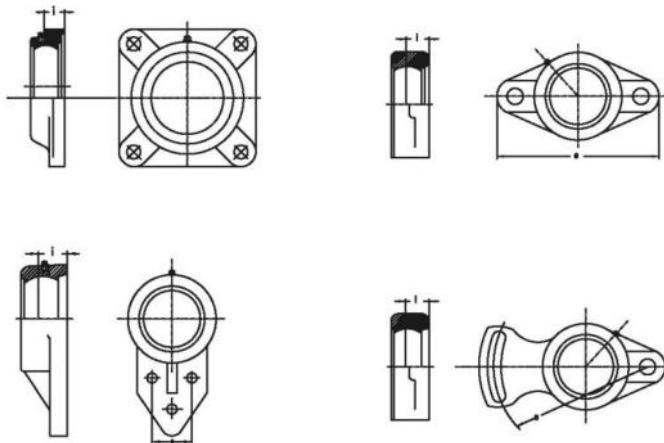


Рис. 5а

**Допуски фланцевых корпусов (F, FS, FL, FT, FA, FB)  
Допуски высоты центров для корпуса опорного подшипника  
Единица: 0,001 мм**

Таблица 7

Номер корпуса					<b>h</b> Отклонения
MM					
P203		AK204			
P204		AK205	PA203		
P205		AK206	PA204	PH204	
P206	PX05	P305	AK207	PA205	PH205
P207	PX06	P306	AK208	PA206	PH206
P208	PX07	P307	AK209	PA207	PH207
P209	PX08	P308	AK210	PA208	PH208
P210	PX09	P309	AK211	PA209	PH209
P210	PX09	P310	AK212	PA210	PH210
P211	PX10	P311	AK213	PA211	PH211
P212	PX11	P312	AK214	PA212	PH212
P213	PX12	P313	AK215	PA213	PH213
P214	PX13	P314			PH214
P215	PX14	P315			PH215
P216	PX15	P316			±200 PH216
P217	PX16				
P218					



Единица: 0,001 мм

Таблица 8а

**Номер корпуса**

отклонения e отклонения i

ММ

F204	F305	FL204	FT204	FS204	FA204	FB204		
F205	F306	FL205	FL305	FT205	FS205	FA205	FB205	
F206	F307	FL206	FL306	FT206	FS206	FA206	FB206	
F207	F308	FL207	FL307	FT207	FS207	FA207	FB207	$\pm 700$ $\pm 500$
F208	F309	FL208	FL308	FT208	FS208	FA208	FB208	
F209	F310	FL209	FL309	FT209	FS209	FA209	FB209	
F210		FL210	FL310	FT210	FS210	FA210	FB210	
F211	F311	FL211	FL311	FT211	FS211	FA211	FB211	
F212	F312	FL212	FL312	FT212	FS212	FA212	FB212	
F213	F313	FL213	FL313	FT213	FS213	FA213	FB213	
F214	F314	FL214	FL314	FT214	FS214			
F215	F315	FL215	FL315		FS215			$\pm 1000$ $\pm 800$
F216		FL216						
F217		FL217						
F218		FL218						

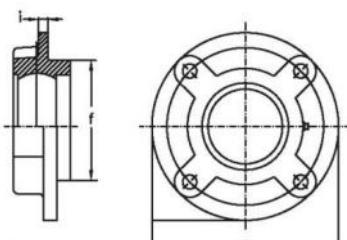


Рис. 56

**Допуски фланцевого корпуса (FC)**

Единица: 0,001 мм

Таблица 8б

Номер корпуса	отклонения f	отклонения e	отклонения i	Радиальное биение обработанной направляющей
	высокое	нижнее		макс.
<b>MM</b>				
<b>FC 204</b>				
<b>FC 205</b>	0	-46		
<b>FC 206</b>				
<b>FC 207</b>		$\pm 700$	$\pm 500$	200
<b>FC 208</b>		—	—	
<b>FC 209</b>	0	-54		
<b>FC 210</b>				
<b>FC 211</b>				
<b>FC 212</b>				
<b>FC 213</b>				
<b>FC 214</b>				
<b>FC 215</b>	0	-63	$\pm 1000$	$\pm 800$ 300
<b>FC 216</b>			—	
<b>FC 217</b>				
<b>FC 218</b>	0	-72		

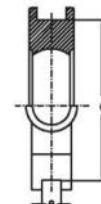


Рис. 6

**Допуски натяжного корпуса (T)**

Единица: 0,001 мм

Таблица 9а

Номер корпуса	отклонения k	отклонения e	Параллельность направляющей
	высокое	нижнее	макс.
<b>MM</b>			
<b>T204</b>	+200	0	500
<b>T210</b>	0	-500	
<b>T211</b>	+300	0	600
<b>T217</b>	0	-800	



**Допуски натяжного корпуса (ST)**  
Единица: 0,001 мм

Таблица 9б

Номер корпуса	отклонения к	отклонения е	Параллельность направляющей
	высокий	низкий	макс.
<b>ММ</b>			
ST204	+500	±250	500
ST210	-250		
ST211	+1000	±250	600
ST215	-250		

Примечание.

$$D_{am} = (D_a, \text{ макс.} + D_a, \text{ мин.}) / 2$$

$D_a$ , макс. — максимальное измеренное значение  $D_a$

$D_a$ , мин. — минимальное измеренное значение  $D_a$

Допуск на размер сферического внутреннего диаметра корпуса — H7 для посадки с зазором и J7 для посадки с натягом.

Как правило, для подшипников со стопорным штифтом используется класс точности посадки с зазором H7.

**Допуски на сферический внутренний диаметр**  
Единица: 0,001 мм

Таблица 10

Номинальный сферический диаметр	Символ H7		Символ J7					
	$D_a$	Отклонения $D_{am}$	Отклонения	Отклонения $D_a$	Отклонения	$D_{am}$	Отклонения	$D_a$
<b>ММ</b>								
30	50	+25	0	+30	-5	+14	-11	+19 -16
50	80	+30	0	+36	-6	+18	-12	+24 -18
80	120	+35	0	+42	-7	+22	-13	+29 -20
120	180	+40	0	+48	-8	+26	-14	+34 -22
180	250	+46	0	+55	-9	+30	-16	+39 -25

**Допуски на обработку**

Таблица 11

Номинальный размер	На размер	
	свыше	вкл.
<b>ММ</b>		
4	16	±0,2
16	63	±0,3
63	250	±0,5

**Допуск отливки на толщину**

Таблица 13

Номинальный размер	На размер	
	свыше	вкл.
<b>ММ</b>		
вверх	5	±1
5	10	±1,5
10	20	±2
20	30	±3
30	50	±3,5

**Допуски литья на длину**

Таблица 12

Номинальный размер	На размер	
	свыше	вкл.
<b>ММ</b>		
вверх	100	±1,5
100	200	±2,0
200	400	±3,0
400	800	±4,0
400	800	±4,0

**Допуски на обработку с одной стороны**

Таблица 14

Номинальный размер	На размер	
	свыше	вкл.
<b>ММ</b>		
вверх	0	±1
5	100	±1,5
100	200	±2
200	400	±3

Примечание.

Допуски на размер и отклонения представлены для стандартного класса;

На чертеже конуса к допускам на длину и толщину можно добавить отклонения.



## Радиальный внутренний зазор подшипников

Радиальный внутренний зазор подшипника узла совпадает со значением из стандарта ISO 5753. Как правило, радиальный внутренний зазор корпусных подшипников превышает зазор шариковых радиальных подшипников.

Зазор подшипников с цилиндрическим посадочным отверстием показан в таблице 15, а подшипников с коническим посадочным отверстием — таблице 16.

### Радиальный внутренний зазор подшипников с цилиндрическим посадочным отверстием (с установочными винтами и эксцентриковым стопорным кольцом)

Единица: 0,001 мм

Таблица 15

Номинальный диаметр посадочного отверстия		Символ зазора					
d свыше	вкл.	C2 мин.	макс.	станд. мин.	макс.	c3 мин.	макс.
<b>ММ</b>							
10	18	3	18	10	25	18	33
18	24	5	20	12	28	20	36
24	30	5	20	12	28	23	41
30	40	6	20	13	33	28	46
40	50	6	23	14	36	30	51
50	65	8	28	18	43	38	61
65	80	10	30	20	51	46	71
80	100	12	36	24	58	53	84
100	120	15	41	28	66	61	97
120	140	18	48	33	88	71	114

### Радиальный внутренний зазор подшипников с коническим посадочным отверстием (с закрепительными втулками)

Единица: 0,001 мм

Таблица 16

Номинальный диаметр посадочного отверстия		Символ зазора					
d свыше	вкл.	C2 мин.	макс.	станд. мин.	макс.	c3 мин.	макс.
<b>ММ</b>							
10	18	10	25	18	33	25	45
18	24	12	28	20	36	28	48
24	30	12	28	23	43	30	61
30	40	13	33	28	46	40	64
40	50	14	36	30	51	45	73
50	65	18	43	38	61	55	90
65	80	20	51	46	71	65	105
80	100	24	58	53	84	75	120
100	120	28	66	61	97	90	140
120	140	33	81	71	114	150	160

## Выбор размера подшипника

Выбор размера подшипника зависит от требуемой долговечности и надежности при воздействии конкретного типа нагрузки на шариковый подшипник со сферической наружной поверхностью

Нагрузка, приложенная к подшипнику при статических или медленных колебаниях и вращении ( $n < 10$  об/мин), называется динамической.

Допустимая нагрузка на подшипник выражается базовой динамической нагрузкой из таблицы корпусных подшипников.



При нормальном монтаже, смазывании и обслуживании на работающем подшипнике появляются усталостные трещины: они вызваны повторяющимся воздействием переменной нагрузки в зоне контакта между колышками и телами качения. Как правило, усталостные трещины становятся причиной естественного повреждения шариковых подшипников. В связи с этим под сроком службы подшипника понимается усталостная прочность подшипника. Срок службы группы идентичных подшипников, работающих в требуемых условиях. Так, срок службы подшипников связан с вероятностью повреждения или надежностью.

Радиальная нагрузка шариковых подшипников с показателем надежности 90% и минимальной долговечностью 500 ч показана на рис. 7.

#### Долговечность:

Долговечность шариковых подшипников определяется как общее количество оборотов, которое может выдержать подшипник до появления первых признаков усталостных трещин на колышках или телах качения.

#### Надежность:

Надежность — это процентная часть подшипников из группы идентичных подшипников, работающих в идентичных условиях, которые могут достичь или превысить ожидаемую долговечность. Надежность отдельных подшипников — это вероятность, с которой подшипник достигнет или превысит ожидаемую долговечность.

#### Базовая

номинальная долговечность:  
Относительно группы идентичных шариковых подшипников, работающих в одинаковых условиях, базовая номинальная долговечность определяется как общее минимальное количество оборотов, которые совершают 90% подшипников.

#### Базовая номинальная долговечность

Номинальная усталостная прочность шариковых подшипников со сферической наружной поверхностью вычисляется по следующей формуле:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^3 \text{ или } \frac{C}{P} = L_{10}^{1/3}$$

где:

$L_{10}$  — базовая номинальная долговечность, 10<sup>6</sup>

$P$  — базовая динамическая предельная нагрузка, Н

$C$  — эквивалентная динамическая нагрузка, Н

Базовая динамическая нагрузка  $C$  — это гипотетическая постоянная нагрузка из одного направления, при которой подшипник может достичь базовой долговечности в один миллион оборотов. В отношении радиальных подшипников под нагрузкой понимается радиальная нагрузка.

Эквивалентная динамическая нагрузка  $P$  — это постоянная нагрузка из одного направления, при которой долговечность подшипника совпадает с долговечностью подшипника, работающего под фактической нагрузкой.

В отношении подшипников с постоянной скоростью вращения базовую номинальную долговечность можно выразить часами работы:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \pi} \left(\frac{C}{P}\right)^3 \text{ или } L_{10} = \frac{10^6}{60 \pi} \frac{16666}{n} \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

где:

$L_{10}$  — базовая номинальная долговечность, ч

$n$  — скорость вращения подшипника, об/мин

Для удобства счета за номинальную долговечность берется 500 ч, и вводятся показатели скорости  $f_n$  и долговечности  $f_{L_{10}}$ .

$$f_n = \left(\frac{331/3}{n}\right), f_{L_{10}} = \left(\frac{L_{10}}{500}\right)$$

Так, формула сокращается до:

$$C = \frac{f_{L_{10}}}{f_n} P,$$

Значения  $f_n$  и  $f_{L_{10}}$  представлены на рисунке 7 относительно рабочей скорости  $n$  и расчетного срока службы  $L_{10}$ . После этого по радиальной нагрузке и таблице корпусных подшипников (или эквивалентной динамической нагрузки) можно определить базовую динамическую нагрузку. Если подшипник работает под промежуточными нагрузками и скоростью вращения, вычислить долговечность подшипника можно по следующей формуле:

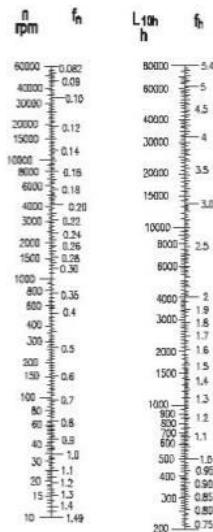
$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{N} \int_0^N P^3 dN}$$

где:

$P_m$  — средняя эквивалентная динамическая нагрузка, Н

$P$  — эквивалентная динамическая нагрузка, Н

$N$  — общее количество оборотов за один цикл изменения нагрузки, об



## Расчетная долговечность подшипника

После выбора подшипника необходимо определить долговечность по типу оборудования, условиям эксплуатации и требованиям к надежности. Как правило, определить расчетную долговечность подшипника можно по периодичности обслуживания оборудования.

Метод вычисления эквивалентной динамической нагрузки Р.

Базовая эквивалентная динамическая нагрузка определяется в гипотетических условиях. При вычислении долговечности подшипника фактическую нагрузку необходимо преобразовать в динамическую нагрузку, отвечающую условиям нагрузки, которые определяют динамическую номинальную нагрузку. Общее выражение для вычисления эквивалентной динамической нагрузки:

$$P = XF_r + YF_a,$$

где:

P — эквивалентная динамическая нагрузка, Н  
 $F_r$  — фактическая радиальная нагрузка, Н  
 $F_a$  — фактическая осевая нагрузка, Н  
 $X$  — коэффициент радиальной нагрузки  
 $Y$  — коэффициент осевой нагрузки

Значения X и Y определяются по отношению между приложенной осевой нагрузкой  $F_a$  и базовой статической нагрузкой  $C_0$ . Осевая нагрузка, которую может выдержать шариковый подшипник со сферической наружной поверхностью, определяется методом монтажа установки подшипника на вал.

Для подшипников с установочными винтами или эксцентриковым стопорным кольцом: при установке гибких валов и сильном затягивании установочных винтов осевая нагрузка  $F_a$ , выдерживаемая подшипниками, не превысит 20% от радиальной нагрузки  $F_r$ .

Для подшипника с закрепительными втулкой: при достаточной затяжке гайки осевая нагрузка  $F_a$  составит 15–20% от радиальной нагрузки.

Значения коэффициентов радиальной и осевой нагрузок X и Y для корпусных подшипников можно определить по таблице 17.

При воздействии крутильной нагрузки на подшипник эквивалентную динамическую нагрузку можно вычислить по следующему выражению:

$$P_m = f_{m\eta} P$$

где:

$P_m$  — эквивалентная динамическая нагрузка с учетом крутильной нагрузки

$f_m$  — коэффициент крутильной нагрузки, определяемый следующим образом:

- при низкой крутильной нагрузке:  $f_m = 1,5$
- при высокой крутильной нагрузке:  $f_m = 2$

## Пример выбора размера подшипника

При воздействии ударной нагрузки на подшипник эквивалентную динамическую нагрузку можно вычислить по следующему выражению:

$$P_d = f_d P$$

где:

$P_d$  — эквивалентная динамическая нагрузка с учетом ударной нагрузки  
 $f_d$  — коэффициент ударной нагрузки, определяемый следующим образом:

- при отсутствии ударной нагрузки или воздействии зеркальной ударной нагрузки:  $f_d = 1-1,2$ ,
- при достаточной ударной нагрузки:  $f_d = 1,2-1,8$

Как выбрать размер подшипника: один корпусной подшипник работает со скоростью вращения 1000 об/мин только при радиальной нагрузке  $F_r = 3000$  Н, а базовая номинальная долговечность составляет 20 000 ч.

Выбор размера подшипника

По требуемой скорости вращения можно вычислить, что  $f_n = 0,322$  (около 0,32 на рисунке 7, см. стр. 631);

по требуемой базовой номинальной долговечности (расчетному сроку службы) можно вычислить, что  $f_h = 3,42$  (около 3,4 на рисунке 7, см. стр. 631).

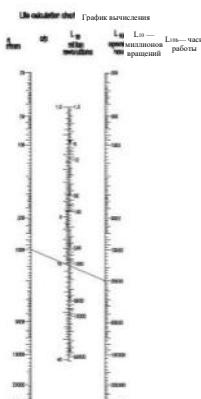
При воздействии только радиальной нагрузки:

$$P = Fr = 3000 \text{ Н}$$

Так:

$$C = \frac{f_h}{f_n} P = \frac{3,42}{0,322} = 21,863 \text{ Н}$$

Быстрый способ вычисления долговечности подшипника представлен на рис. 8.



**Коэффициенты радиальной и осевой нагрузок X и Y для корпусных подшипников**

Таблица 17

<b>Стандартный зазор</b>					<b>Зазор C3</b>				
F <sub>a</sub>	C <sub>a</sub>	F <sub>a</sub> < F <sub>r</sub>	F <sub>a</sub> > F <sub>r</sub>	ε	F <sub>a</sub> < F <sub>r</sub>	F <sub>a</sub> > F <sub>r</sub>	X	Y	ε
X	Y	X	Y		X	Y	X	Y	
0,025	1	0	0,56	2	0,22	1	0	0,46	1,74
0,04	1	0	0,56	1,8	0,24	1	0	0,46	1,61
0,07	1	0	0,56	1,6	0,27	1	0	0,46	1,46
0,13	1	0	0,56	1,4	0,31	1	0	0,46	1,3
0,25	1	0	0,56	1,2	0,37	1	0	0,46	1,14
0,5	1	0	0,56	I	0,44	1	0	0,46	1
									0,54

При соединении значения  $\mu$  и требуемой базовой номинальной долговечности  $L_{10h}$  прямой линией можно определить, что значение С/Р составляет 10,6.

Как известно,  $P = F_r = 3000 \text{ Н}$ . Значит, требуемая базовая динамическая нагрузка составляет:

$$C = 3000 \times 10,6 = 31,800, \text{ Н}$$

На основании вычисления из каталога можно выбрать подходящие корпусные подшипники.

**Вычисление скорректированной номинальной долговечности**

Базовую номинальную долговечность  $L_{10}$ , вычисленную по формуле вычисления долговечности подшипника, можно применить для вычисления номинальной долговечности подшипников из обычной подшипниковой стали (долговечность подшипника со значением надежности 90%)

В связи с тем, что к оборудованию предъявляются все более строгие требования к надежности и качеству стали (ISO 281/1-1977), рекомендуется использовать выражение для вычисления скорректированной номинальной долговечности:

$$L_n = a1 a2 a3 L_{10}$$

Для корпусных подшипников:

$$L_n = a1 a2 a3 (C/P)^3$$

где:

$L_n$  — долговечность подшипника из указанного материала с вероятностью отсутствия поломок (100- $\mu$ )% (надежности) в указанных условиях смазывания.

$a1$  — коэффициент коррекции долговечности на надежность (таблица 18)

$a2$  — коэффициент коррекции долговечности на материалы (таблица 19)

$a3$  — коэффициент коррекции долговечности на условия эксплуатации (таблица 20)

**Коэффициент коррекции долговечности на надежность  $a_1$** 

Таблица 18

Надежность	90	95	96	97	98	99
------------	----	----	----	----	----	----

%

$L_n$	$L_{10}$	$L_5$	$L_4$	$L_3$	$L_2$	$L_1$
$a1$	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

**Коэффициент коррекции долговечности на материалы  $a_2$** 

Таблица 19

Стандартная хромистая подшипниковая сталь  $a2 = 1$

Особая выплавная подшипниковая сталь  $a2 = 3$

Вакуумированная подшипниковая сталь  $a2 = 5$

Подшипниковая сталь вакуумного переплава

При снижении твердости материалов из-за отпуска  $a2 < 1$

**Коэффициент коррекции долговечности на условия эксплуатации  $a_3$** 

Таблица 20

При стандартных условиях эксплуатации:

- правильный монтаж
- достаточное смазывание
- без загрязнения инородными телами

$a3 = 1$

$a3 < 1$

При нормальной температуре эксплуатации вязкость смазки корпусных подшипников не превышает  $13 \text{ мм}^2/\text{с}$



## Выбор вала

На валу, на который будут установлены подшипниковые узлы, не должно иметься обвязок и изгибов.

В узлах с цилиндрическим посадочным отверстием (с установочными винтами или эксцентриковым стопорным кольцом) посадка с зазором применяется для монтажа узлов на вал. Для свободной посадки рекомендуется использовать классы точности вала из таблицы 21. Для высоких скорости и точности или в условиях с сильными ударными нагрузками необходимо использовать посадку с натягом.

В таблице 22 показан рекомендованный вал с посадкой с натягом. Эксцентриковое стопорное кольцо можно не использовать.

Подшипники с коническим посадочным отверстием допускают более широкие допуски вала, поскольку закреплены на нем с помощью закрепительных втулок.

Рекомендуемые допуски вала для подшипников с коническим посадочным отверстием представлены в таблице 23.

**Допуски вала для посадки с зазором для подшипников с цилиндрическим посадочным отверстием**

Таблица 21

Диаметр вала		Отклонение допусков на валу							
свыше мм	вкл.	Для низкой скорости		Для средней скорости		Для относительно высокой скорости		Для высокой скорости	
		макс.	мин.	макс.	мин.	макс.	мин.	макс.	мин.
10	18	0	-43	0	-27	0	-18	+8	-3
18	30	0	-52	0	-33	0	-21	+9	-4
30	50	0	-62	0	-39	0	-25	+11	-5
50	80	0	-74	0	-46	0	-30	+12	-7
80	120	0	-87	0	-54	0	-35	+13	-9
120	180	0	-100	0	-63	0	-40	+14	-11

**Допуски вала для посадки с натягом для подшипников с цилиндрическим посадочным отверстием**

Таблица 22

Диаметр вала		Отклонение допусков на валу							
свыше мм	вкл.	Высокая скорость		Относительно большая нагрузка		Наибольшая нагрузка		Большая нагрузка	
		м6	м7	м7	м6	м7	м7	макс.	мин.
10	18	+18	+7	+25	+7	+23	+12	+30	+12
18	30	+21	+8	+29	+8	+28	+15	+36	+15
30	50	+25	+9	+34	+9	+33	+17	+42	+17
50	80	+30	+11	+41	+11	+39	+20	+50	+20
80	120	+35	+13	+48	+13	+45	+23	+58	+23
120	180	+40	+15	+55	+15	+52	+27	+67	+27

**Допуски вала для подшипников с коническим посадочным отверстием**

Таблица 23

Диаметр вала		Отклонение допусков для выдвижного вала		Отклонение допусков для выдвижного вала	
свыше мм	вкл.	h9	h10	мин.	макс.
		мин.	макс.	мин.	макс.
10	18	0	-43	0	-70
18	30	0	-52	0	-84
30	50	0	-62	0	-100
50	80	0	-74	0	-120
80	120	0	-87	0	-140
120	180	0	-100	0	-160



## Монтаж подшипниковых узлов на вал

В теории установить узлы можно в любое место вала, однако для продления срока службы рекомендуется устанавливать их на плоское прочное основание.

При вибрации подшипника, переменном движении, слишком сильной нагрузке или слишком высокой скорости вращения рекомендуется предусмотреть подпиленное седло или вогнутый участок в месте, где установочные винты соприкасаются с валом.

При слишком высокой осевой нагрузке для оптимальной установки подшипника на вал рекомендуется ограничить тряску с помощью гаек, используемых для монтажа подшипника на вал (см. рисунок 9).

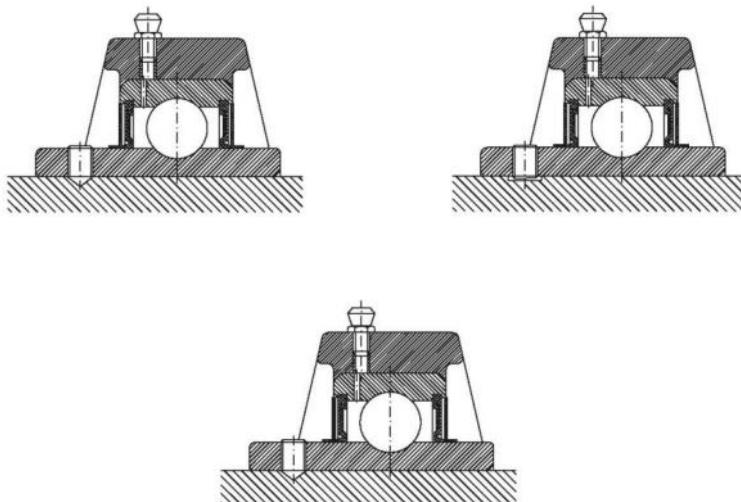


Рис. 9

### Подшипниковые узлы с закрепительной втулкой

Узлы с закрепительной втулкой допускают более широкие допуски вала. Их можно использовать при сильной вибрации и высоких ударных нагрузках.

Процедура монтажа узлов:

Сначала установите втулку в произвольное положение. После вставки стопорного кольца затяните гайку.

Оптимальный способ затяжки гаек: затянуть гайку рукой, а затем повернуть гаечным ключом на 2/5–3/5 оборота.

После затягивания гайки поверните стопорную гайку в разъеме. В противном случае, гайка ослабнет, а между валом и втулкой возникнет деформация. Не затягивайте гайку слишком сильно.

### Узлы с эксцентриковым стопорным кольцом

Эксцентриковая часть кольца сопрягается с внутренним кольцом подшипника. При ручной фиксации на валу в направлении его вращения эксцентриковое стопорное кольцо автоматически затягивает вал силой рабочей радиальной нагрузки. Задействуйте установочные винты на втулке, чтобы зафиксировать ее на валу. Сила вращения вала или нагрузка не воздействуют на винты напрямую, благодаря чему они не ослабнут.



## Узлы с установочными винтами

В двух точках на одной стороне широкого внутреннего кольца 120 расположены два установочных винта, с помощью которых узлы можно закрепить на валу. При установке подшипника на вал затягивайте установочные винты на момент из таблицы 23.

## Материал для чугунного корпуса

Материал чугунного корпуса в соответствии с ISO/DIS GG20; механические свойства см. в таблице 24.

### Момент затяжки установочных винтов

Таблица 24

Тип установочных винтов	Тип подшипника	Момент затяжки		
мм	дюйм		Н·м	фунт-сила на дюйм
M5×0,8	№ 10-32 UNF	SB 201 - SB 203, UC 201 - UC 203	3-3,5	28
M 6×1	1/4-28 UNF	SB 204 - SB 207, UC 204 - UC 206 SA 201 - SA 206, UEL 201 - UEL 205 UC X05, UC 305 - UC 306	3,5-4	30-35,4
M8×1	5/16-24 UNF	SB 208, UC 207 - UC 209 SA 207 - SA 210, UEL 206 - UEL 210 UC X06 - UC X08, UC 307	8,0-8,5	69-73,5
M10×1,25	3/8-24 UNF	UC 210- UC 212 SA 211, UEL 211-UEL 215 UC X09 - UC XI I, UC308 - 309	16,5-17,5	144-152
M12×1,25	7/16-20 UNF	UC 213 - UC 218 UC X12-UC X16 UC 310 - UC 314	26,5-27,5	235-243
M14×1,5	1/2-20 UNF	UC315-UC316	33,5-34,5	296-304

### Механические характеристики чугунного корпуса

Таблица 25

Номер	Большая толщина стенки чугунного блока	Деформация	Твердость м6
	мм	H/mm <sup>2</sup>	HB
ISO/DIS GG20	2,5-10	220	
U.S.A. Grade 35	>10-20	195	170-220
JIS FC20	>20-30	170	
	30-50	160	



Стационарные	
Фланцевые квадратные	
Фланцевые овальные	
Фланцевые узлы-картриджи	
Узлы-кронштейны	
Узлы-картриджи	
Натяжные	
Корпусные подшипники	

